

Transmission device for a mobile machine with turning behaviour control valve

Publication number: EP1010566

Publication date: 2000-06-21

Inventor: COUSIN JEAN-CLAUDE (FR); MARTIN LOUIS (FR)

Applicant: POCLAIN HYDRAULICS IND (FR)

Classification:

- International: B60K17/10; B60K17/356; B60K23/08; B60K17/10; B60K17/34; B60K23/08; (IPC1-7): B60K17/356; B60K17/10; B60K23/08

- european: B60K17/10; B60K17/356; B60K23/08B

Application number: EP19990403145 19991215

Priority number(s): FR19980015873 19981216

Also published as:

US6354392 (B1)
FR2787396 (A1)
EP1010566 (B1)
DE69906920T (T2)

Cited documents:

FR2719001
EP0547947
EP0816153

[Report a data error here](#)

Abstract of EP1010566

Each motor (10,20,30,40) is connected to three hydraulic lines and is connected to a hydraulic pump (50). The flow from the pump is divided between the front wheels (51) and the rear wheels and there is a multiple control valve (70) which passes differing proportions of the hydraulic fluid to the four motors to give a differential effect when going round corners.

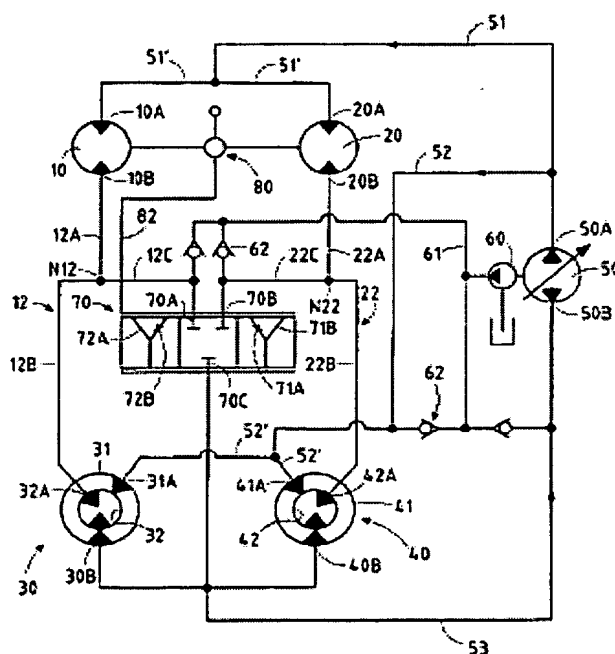


FIG.3

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



(12) **DEMANDE DE BREVET EUROPEEN**

(43) Date de publication:
21.06.2000 Bulletin 2000/25

(51) Int Cl.7: **B60K 17/356, B60K 17/10,
B60K 23/08**

(21) Numéro de dépôt: **99403145.8**

(22) Date de dépôt: **15.12.1999**

(84) Etats contractants désignés:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE**
Etats d'extension désignés:
AL LT LV MK RO SI

(72) Inventeurs:
• **Cousin, Jean-Claude**
60700 Pontpoint (FR)
• **Martin, Louis**
60200 Compiègne (FR)

(30) Priorité: **16.12.1998 FR 9815873**

(74) Mandataire: **Intes, Didier Gérard André et al**
Cabinet Beau de Loménie,
158, rue de l'Université
75340 Paris Cedex 07 (FR)

(71) Demandeur: **POCLAIN HYDRAULICS INDUSTRIE**
60411 Verberle (FR)

(54) **Dispositif de transmission pour un engin mobile à valve de commande du comportement en virage**

(57) Dispositif de transmission hydrostatique d'un engin mobile ayant des roues avant et arrière motrices, attelées à des moteurs hydrauliques avant et arrière. Un groupe de moteurs comprend au moins deux moteurs (30, 40) auxquels sont respectivement attelées deux roues situées de part et d'autre de l'engin. L'autre groupe de moteurs comprend au moins un moteur entraînant une roue. Les deux moteurs du premier groupe sont des moteurs doubles, qui comprennent un premier moteur élémentaire (31, 41) relié à la pompe (50) en parallèle avec un moteur (10) du deuxième groupe, ainsi qu'un deuxième moteur élémentaire qui est relié en série avec ce moteur du deuxième groupe (10). Deux conduites de série (12, 22) sont ainsi définies. Le dispositif comprend une valve de sélection (70) reliée aux deux conduites de série et à un orifice de la pompe. Cette valve peut occuper une configuration de ligne droite dans laquelle les conduites de série sont isolées de cet orifice de la pompe, ainsi qu'une configuration de virage à gauche et une configuration de virage à droite dans laquelle les conduites de série sont raccordées audit orifice (50B). Les sections de passage dans certaines au moins des branches de communication entre les conduites de série et ledit orifice (50B) de la pompe sont différentes.

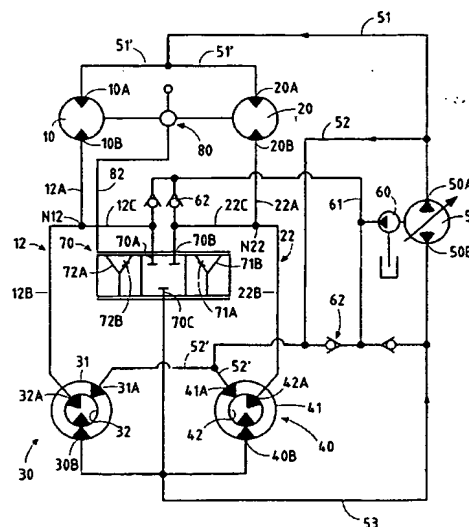


FIG.3

Description

[0001] La présente invention concerne un dispositif de transmission hydrostatique d'un engin mobile ayant un groupe d'organes de déplacement avant et un groupe d'organes de déplacement arrière, le ou les organes de déplacement d'un desdits groupes étant directeurs.

[0002] Le dispositif comprend un circuit de transmission qui comporte une pompe et des moteurs hydrauliques d'un groupe de moteurs avant et d'un groupe de moteurs arrière, pour les organes de déplacement des groupes avant et arrière. Un premier des groupes de moteurs avant et arrière comprend au moins deux moteurs auxquels sont respectivement attelés deux organes de déplacement situés de chaque côté de l'engin, tandis que le deuxième groupe de moteurs comprend au moins un moteur auquel est attelé au moins un organe de déplacement, les deux moteurs du premier groupe de moteurs étant des moteurs doubles, à deux cylindrées distinctes de fonctionnement qui correspondent respectivement à un premier et à un deuxième moteur élémentaire, le premier moteur élémentaire de chacun de ces moteurs doubles étant relié à la pompe en parallèle avec un moteur du deuxième groupe de moteurs, tandis que le deuxième moteur élémentaire est relié en série avec ledit moteur du deuxième groupe, une première et une deuxième conduite de série existant ainsi entre les deuxièmes moteurs élémentaires de chacun des deux moteurs doubles et le deuxième groupe de moteurs.

[0003] Selon le type d'engin, on peut choisir que les organes de déplacement directeurs, par exemple des roues directrices, soient le ou les organes de déplacement arrière ou, au contraire, le ou les organes de déplacement avant.

[0004] De même, le "premier" groupe de moteurs, celui qui comprend toujours au moins deux moteurs doubles, peut être le groupe de moteurs avant ou le groupe de moteurs arrière. Selon les cas, l'autre groupe de moteurs peut comprendre un seul moteur double, ou bien deux moteurs simples, entraînant chacun un organe de déplacement, ou encore deux moteurs doubles entraînant chacun un organe de déplacement.

[0005] Un dispositif de ce type est connu par les documents EP 0 547 947 et FR 2 719 001..

[0006] Ce raccordement en série des deuxièmes moteurs élémentaires permet de synchroniser les roues qui leur sont attelées avec la ou les roues qui sont attelées aux moteurs du deuxième groupe de moteurs. D'un autre côté, le raccordement en parallèle des premiers moteurs élémentaires permet d'obtenir des couples de sortie de ces moteurs qui soient égaux.

[0007] En virage, les roues extérieures au virage doivent couvrir une distance plus importante que les roues intérieures et doivent donc être animées d'une vitesse supérieure à celle de ces dernières. En réalité, chacune des roues du véhicule décrit une courbe dont le rayon de courbure est différent des rayons de courbure des

courbes décrites par les autres roues. Par exemple, pour un engin à quatre roues motrices et à deux roues directrices, le rayon de courbure de la courbe décrite par la roue directrice gauche est différent de celui de la courbe que décrit la roue non directrice gauche. Il en va de même pour le côté droit du véhicule.

[0008] Ainsi, pour le comportement en virage, les documents précités préconisent de supprimer momentanément la synchronisation des roues en actionnant des valves qui permettent un raccordement momentané des conduites de série à la pompe, ce qui permet en fait de rapprocher momentanément le fonctionnement du dispositif de celui d'un circuit dont tous les moteurs seraient disposés en parallèle.

[0009] Toutefois, avec les dispositifs des deux documents précités, en virage, les deux conduites de série sont reliées par la même communication à l'un des orifices de la pompe. Il en résulte que la pression est sensiblement la même dans ces deux conduites de série, de sorte que les moteurs qui sont raccordés par ces conduites fournissent sensiblement le même couple. Par conséquent, avec les dispositifs du type précité, lorsque la valve de désaccouplement des moteurs en virage est activée, il n'est pas possible d'obtenir un effort de traction particulier sur telle ou telle des roues du véhicule pour laquelle ce serait nécessaire. D'autre part, il existe un risque de patinage dans cette situation.

[0010] Le document EP 0 816 153 divulgue un autre dispositif du même type, dans lequel des valves permettent de court-circuiter momentanément les deuxièmes moteurs élémentaires de chacun des deux moteurs du premier groupe de moteurs. Lorsque ces valves sont activées, seuls des moteurs disposés en parallèle les uns par rapport aux autres restent actifs. Cette mise en parallèle permet aux roues intérieures et extérieures dans un virage d'être animées de vitesses différentes. Toutefois, là encore, il n'est pas possible de faire en sorte que les moteurs actifs pour les roues intérieures et extérieures délivrent des couples différents, de sorte qu'il n'est pas possible de générer des efforts de traction différents pour la roue intérieure et la roue extérieure.

[0011] La présente invention vise à remédier aux inconvénients précités pour améliorer le comportement de l'engin en particulier en virage, en permettant que les roues intérieures et extérieures au virage soient animées de vitesses différentes tout en étant capables de fournir des efforts de traction également différents.

[0012] Ce but est atteint grâce au fait que le dispositif comprend une valve de sélection reliée à la première conduite de série par une première connexion, à la deuxième conduite de série par une deuxième connexion et à un orifice de la pompe par une troisième connexion, au fait que ladite valve est susceptible d'occuper une configuration dite de ligne droite dans laquelle les trois connexions précitées sont isolées les unes des autres, une configuration dite de virage à gauche, dans laquelle les première et troisième connexions sont reliées par une communication dite première branche

gauche tandis que les deuxième et troisième connexions sont reliées par une communication dite deuxième branche gauche, et une configuration dite de virage à droite, dans laquelle les première et troisième connexions sont reliées par une communication dite première branche droite tandis que les deuxième et troisième connexions sont reliées par une communication dite deuxième branche droite et au fait que les sections de passage de certaines, au moins, desdites branches droites et gauches sont différentes.

[0013] Ainsi, les positions de virage à gauche et de virage à droite de la valve de sélection sont respectivement spécifiquement adaptées à un virage à gauche et à un virage à droite de l'engin. Les sections de passage dans certaines au moins des branches droites et gauches de la valve étant différentes, des pertes de charge sont provoquées dans certaines des branches par rapport aux autres, selon la position de la valve. Ces pertes de charge signifient qu'une diminution de pression s'opère du côté aval de la branche considéré dans le sens de circulation du fluide, par rapport au côté amont.

[0014] En particulier, on choisira que les sections de passage dans les premières et deuxième branches droites soient différentes l'une de l'autre et que les sections de passage dans les premières et deuxième branches gauches soient différentes l'une de l'autre. De ce fait, lorsque la valve de sélection occupe sa position de virage à gauche ou sa position de virage à droite, les pressions dans les deux conduites de série peuvent être différentes, ce qui permet d'assurer un report de couple et donc un effort de traction différent entre les différentes roues de l'engin, en particulier entre une ou plusieurs des roues intérieures et une ou plusieurs des roues extérieures au virage.

[0015] Pour un engin de configuration donnée, on peut définir une épure de direction, c'est-à-dire déterminer les courbes que décrivent chacune des roues de l'engin dans un virage de courbure donnée, courbes qui donnent les différences de distance qu'ont à parcourir chacune de ces roues. Avantageusement, l'épure de direction est prise en compte pour déterminer les sections de passage des branches droites et gauches de la valve de sélection.

[0016] Avantageusement, la deuxième branche droite et la première branche gauche ont sensiblement la même section de passage maximale qui est supérieure aux sections de passage maximales de la première branche droite et de la deuxième branche gauche.

[0017] Ceci constitue une manière simple de régler les différentes sections de passage de la valve de sélection pour un engin dont les comportements dans un virage à droite et à gauche sont sensiblement symétriques.

[0018] De préférence, le dispositif comporte des moyens de commande de la configuration de la valve de sélection qui prennent en compte la position angulaire des organes de déplacement directeurs.

[0019] La valve de sélection est une valve progressi-

ve, c'est-à-dire que, à partir de sa position de ligne droite, elle passe progressivement dans l'une ou l'autre de ses positions de virage, à droite ou à gauche, de manière à ouvrir progressivement les branches droites ou gauches de cette valve.

[0020] En effet, plus le rayon de courbure de virage est petit, plus les courbes décrites par les roues extérieures sont différentes de celles que décrivent les roues intérieures, de sorte que la différence de vitesse nécessaire entre les roues extérieures et les roues intérieures est plus grande.

[0021] Il est donc avantageux de commander le passage progressif de la valve entre l'une ou l'autre de ses configurations en fonction de la direction des organes de déplacement directeurs. Globalement, pour un virage à très grand rayon de courbure, la valve pourra être légèrement déplacée vers sa configuration de virage à gauche ou à droite pour permettre seulement une légère différence de section de passage entre la première et la deuxième branche droite ou gauche. En revanche, dans un virage à petit rayon de courbure, la valve pourra être beaucoup plus fortement déplacée dans sa configuration de virage à droite ou dans sa configuration de virage à gauche, pour permettre une différence beaucoup plus importante entre les premières et deuxième branches droites ou gauches.

[0022] Le dispositif selon l'invention s'applique par exemple à un engin à quatre roues motrices ou à trois roues motrices, auquel cas le moteur qui sert à l'entraînement de la roue isolée, qui est de préférence la roue directrice, est un moteur double, chacun des moteurs élémentaires qui le composent étant relié en série aux deuxièmes moteurs élémentaires de chacun des deux moteurs doubles qui entraînent les deux autres roues.

[0023] L'invention sera bien comprise et ses avantages apparaîtront mieux à la lecture de la description détaillée qui suit, de modes de réalisation représentés à titre d'exemples non limitatifs.

[0024] La description se réfère aux dessins annexés, sur lesquels :

- la figure 1 illustre schématiquement le comportement en virage d'un engin à quatre roues motrices, entraînées par des moteurs hydrauliques ;
- la figure 2 montre les variations des débits de fluide dans les conduites de série du circuit de transmission de l'engin de la figure 1 en fonction de l'inclinaison de la roue directrice qui est extérieure au virage ;
- la figure 3 représente un circuit illustrant le dispositif de l'invention, pour un engin à quatre roues motrices du type représenté sur la figure 1 ;
- la figure 4 est une vue analogue à la figure 1, pour un engin à trois roues ;
- la figure 5 est une vue analogue à la figure 2, pour le circuit de transmission de l'engin de la figure 4 ;
- la figure 6 représente un circuit illustrant le dispositif de l'invention appliqué à un engin à trois roues

- motrices ;
- les figures 7A, 7B et 7C montrent une valve de sélection en coupe longitudinale, dans chacune de ses trois configurations ;
- la figure 8 est une vue analogue à la figure 7A, montrant une variante de valve de sélection ;
- la figure 9 montre une variante du circuit de la figure 3 ; et
- les figures 10 et 11 montrent les variations des sections de passage dans les branches droites et gauches de la valve en fonction de l'inclinaison de la roue directrice extérieure de l'engin de la figure 1 ou de la roue directrice unique de l'engin de la figure 4.

[0025] La figure 1 montre la position des quatre roues motrices, 1, 2, 3 et 4 d'un engin dans un virage dont le rayon de courbure est R. Dans l'exemple représenté, les deux roues avant, 1 et 2, sont directrices. Pour aborder le virage, le conducteur actionne la direction de l'engin de manière à faire tourner les roues 1 et 2. Celles-ci sont donc inclinées de manière à être placées sur des courbes dont les rayons de courbures sont respectivement R_1 et R_2 .

[0026] Les roues arrières 3 et 4 sont non directrices. Dans le virage, elles se trouvent sur des courbes dont les rayons de courbures sont respectivement R_3 et R_4 . On peut ainsi tracer l'épure de direction de l'engin, c'est-à-dire les courbes définies par l'évolution des rayons de courbure R_1 à R_4 en fonction du rayon R ou, plutôt, en fonction de l'angle α qui représente l'inclinaison de la roue directrice qui est extérieure au virage. Chacune des roues de l'engin a alors une distance plus ou moins grande à couvrir selon que le rayon de courbure de la courbe sur laquelle elle se trouve est plus ou moins grand.

[0027] Chacune des roues 1 à 4 est motrice et est atelée à un moteur hydraulique, respectivement 10, 20, 30 et 40. Le circuit de transmission est un circuit fermé et comprend une pompe 50 à deux orifices, respectivement 50A et 50B, et à débit variable. Les moteurs 30 et 40 sont des moteurs doubles, à deux cylindrées de fonctionnement, qui correspondent respectivement à un premier moteur élémentaire, 31 pour le moteur 30 et 41 pour le moteur 40 et à un deuxième moteur élémentaire, respectivement 32 et 42.

[0028] Les moteurs 30 et 40 sont des moteurs dits à trois orifices. En effet, les premiers moteurs élémentaires 31 et 41 comportent un premier orifice principal, respectivement 31A et 41A, qui sert par exemple à l'alimentation en fluide, tandis que les deuxièmes moteurs élémentaires comportent un deuxième orifice, respectivement 32A et 42A, qui sert également par exemple à l'alimentation en fluide. Le troisième orifice, respectivement 30B et 40B est commun à, respectivement, les moteurs élémentaires 31 et 32 et les moteurs élémentaires 41 et 42. Ce troisième orifice sert par exemple à l'échappement de fluide.

[0029] Dans l'exemple représenté, les moteurs 10 et 20 présentent chacun deux orifices, respectivement 10A et 20A, par exemple pour l'alimentation en fluide et 10B et 20B, par exemple pour l'échappement de fluide.

5 [0030] Les moteurs peuvent avoir un sens préférentiel de fonctionnement pour assurer la marche avant du véhicule, mais ils sont en général réversibles, pour la marche arrière.

10 [0031] Les premiers moteurs élémentaires 31 et 41 des moteurs 30 et 40 sont reliés à la pompe 50 en parallèle avec les moteurs 10 et 20. En effet, le premier orifice 50A de la pompe est raccordé aux orifices 10A et 20A des moteurs 10 et 20 par une conduite 51 et ses branches terminales 51', tandis que les premiers orifices 31A et 41A des moteurs élémentaires 31 et 41 sont reliés au même orifice 50A de la pompe par une conduite 52 et ses branches terminales 52'.

15 [0032] En revanche, les deuxièmes moteurs élémentaires 32 et 42 sont reliés en série avec, respectivement, les moteurs 10 et 20. Ainsi, l'orifice 32A du moteur élémentaire 32 est relié au deuxième orifice 10B du moteur 10 par une première conduite de série 12, tandis que l'orifice 42A du moteur élémentaire 42 est relié au deuxième orifice 20B du moteur 20 par une deuxième conduite de série 22.

20 [0033] Le retour à la pompe 50 se fait par les orifices 30B et 40B des moteurs 30 et 40 qui sont raccordés à l'orifice 50B de la pompe par une conduite 53. Par exemple, le sens préférentiel de fonctionnement de la pompe est tel que les moteurs 10 et 20 sont alimentés avant les moteurs 30 et 40. Les conduites 51 et 52 sont alors des conduites de refoulement de la pompe et d'alimentation des moteurs, tandis que la conduite 53 est la conduite de retour à la pompe. Dans ce cas, les conduites de série 12 et 22 sont des conduites d'échappement pour les moteurs 10 et 20 et des conduites d'alimentation pour les moteurs élémentaires 32 et 42.

25 [0034] Le circuit comporte encore une pompe de gavage 60 qui, par une conduite de gavage 61 sur laquelle sont placés des clapets anti-retour 62, permet d'éviter la cavitation dans les composants hydrauliques en maintenant une pression minimale dite pression de gavage dans les différentes conduites précitées.

30 [0035] Selon l'invention, le dispositif de transmission comporte une valve de sélection 70 qui comporte trois connexions. Par sa première connexion 70A, elle est reliée à la première conduite de série 12 ; par sa deuxième connexion 70B, elle est reliée à la deuxième conduite de série 22 ; et par sa troisième connexion 70C, elle est reliée à la conduite 53 et, par conséquent, à l'orifice 50B de la pompe. La troisième connexion 70C est reliée à celui des deux orifices de la pompe qui n'est pas raccordé aux moteurs 10 et 20 du deuxième groupe de moteurs.

35 [0036] Plus précisément, la conduite 12 se compose d'un premier tronçon 12A relié à l'orifice 10B du moteur 10 et d'un deuxième tronçon 12B relié à l'orifice 32A. Ces deux tronçons se rejoignent en un noeud N12 et

sont donc en dérivation sur un tronçon de conduite 12C qui est relié à la connexion 70A de la valve 70. De même, la conduite 22 se compose d'un premier et d'un deuxième tronçon 22A et 22B, respectivement reliés aux orifices 20B et 42A et se rejoignant au noeud N22, auquel ils se trouvent en dérivation sur un tronçon de conduite 22C qui est raccordé à la connexion 70B. Les tronçons 12A, 12B, 12C, 22A, 22B et 22C sont également identifiés sur la figure 1.

[0037] Grâce à l'épure de direction indiquée précédemment, on peut calculer quelles sont les vitesses auxquelles doivent être entraînées les différentes roues du véhicule pour être à même de couvrir simultanément les distances différentes qu'elles ont à parcourir. Dans la mesure où la vitesse d'entraînement de chaque roue est conditionnée par le débit de fluide dans le moteur hydraulique auquel elle est attelée, on peut en déduire une relation entre les débits Q_1 dans la conduite 51 et Q_2 dans la conduite 52 en fonction des rayons R_1 à R_4 .

[0038] Il en résulte une relation entre le débit q_1 dans le tronçon de conduite 12C, qui dépend du débit Q_1 et des rayons R_1 , R_2 et R_3 , de même qu'une relation existe entre le débit q_2 dans le tronçon de conduite 22C et le débit Q_1 , en fonction des rayons R_1 , R_2 et R_4 .

[0039] Ces relations sont les suivantes :

$$q_1 = (R_1 - R_3) \cdot Q_1 / (R_1 + R_2)$$

$$q_2 = (R_2 - R_4) \cdot Q_1 / (R_1 + R_2)$$

[0040] La figure 2 montre les variations de q_1 et q_2 en fonction de l'angle α qui représente l'inclinaison de la roue directrice qui est extérieure au virage. On constate que q_1/Q_1 est inférieur à q_2/Q_1 lorsque l'angle α est positif (virage à droite) alors que q_1/Q_1 est supérieur à q_2/Q_1 lorsque l'angle α est négatif (virage à gauche). Grâce à la valve de sélection de l'invention, en calibrant les sections de passage des branches droites et gauches de ladite valve, on fait en sorte que les pressions dans les conduites de série soient sensiblement les mêmes. Par exemple, dans un virage à droite, la branche droite de la valve raccordée à la conduite de série 12 a une section de passage pour le débit q_1 qui est plus faible que la section de passage de la branche droite de la valve raccordée à la conduite de série 22 pour le débit q_2 .

[0041] La valve de sélection 70 peut adopter trois configurations. Dans la première configuration, représentée sur la figure 3, les connexions 70A, 70B et 70C sont isolées les unes des autres. Il s'agit d'une configuration dans laquelle le véhicule se déplace en ligne droite, toutes les roues étant animées de la même vitesse. La deuxième configuration de la valve est celle d'un virage à gauche dans laquelle la première connexion 70A est reliée à la connexion 70C par une première branche gauche 71A, tandis que les connexions 70B et 70C sont

reliées par une deuxième branche gauche 71B. La troisième configuration de la valve est celle d'un virage à droite, dans laquelle les connexions 70A et 70C sont reliées par une première branche droite 72A, tandis que les connexions 70B et 70C sont reliées par une deuxième branche droite 72B.

[0042] Sur la figure 3, on a symbolisé par des restrictions disposées sur les branches 71A et 72B le fait que les sections de passage dans certaines au moins des branches droites et gauches sont différentes.

[0043] Les débits q_1 et q_2 sont différents, de sorte que, par exemple dans un virage à gauche, les débits dans les premières et deuxième branches gauches 71A et 71B sont différents. Les sections de passage dans ces branches peuvent être calculées pour, en tenant compte de cette différence de débit, faire en sorte que les pressions dans les deux branches soient sensiblement les mêmes.

[0044] Sur la figure 3, la branche 71B est celle qui est reliée aux moteurs 20 et 40 des roues extérieures en virage à gauche, tandis que la branche 72A est celle qui est reliée aux moteurs extérieurs 10 et 30 en virage à droite.

[0045] Les restrictions indiquées sur les branches 71A et 72B montrent que l'on a choisi de faire en sorte que la section de passage soit plus grande dans la branche reliée aux moteurs qui entraînent les roues extérieures au virage que dans l'autre branche.

[0046] En effet, les conduites de série 12 et 22 sont, pour les moteurs 10 et 20 qui entraînent les deux roues avant directrices, des conduites d'échappement lorsque le véhicule fonctionne en marche avant, le fluide circulant dans le sens indiqué sur la figure 3.

[0047] Le fait que la section de passage de la branche 71B est plus grande que celle de la branche 71A implique qu'en virage à gauche, la différence de pression entre l'alimentation et l'échappement du moteur 20 qui entraîne la roue directrice extérieure au virage est plus élevée que la différence de pression (échappement limité par la restriction) entre l'alimentation et l'échappement du moteur 10 qui entraîne la roue directrice intérieure au virage.

[0048] La situation est inverse dans un virage à droite.

[0049] Il en résulte que, en virage, l'effort de traction que peut fournir la roue directrice extérieure est plus important que celui que peut fournir la roue directrice intérieure.

[0050] Le sens de marche avant indiqué sur la figure 3 est celui qui est préférentiel pour des engins à quatre roues motrices, dont les deux roues avant sont directrices, par exemple des engins agricoles comme des vendangeuses à quatre roues. Il existe toutefois des engins à quatre roues motrices dont les roues arrière sont directrices. Dans ce cas, le sens préférentiel d'alimentation en marche avant sera plutôt le sens inverse de celui que montre la figure 3. Dans ce cas également, si ce sont les roues avant qui sont entraînées par les moteurs doubles 30 et 40, on pourra choisir au contraire de ré-

duire la section des branches 71B et 72A par rapport à celle des branches 71A et 72B, pour obtenir le même résultat, à savoir un effort de traction plus important dans la roue avant extérieure au virage.

[0051] Dans l'exemple représenté, les moteurs 10 et 20 des deux roues directrices sont des moteurs à cylindrée unique. On peut également prévoir des moteurs à deux cylindrées, du même type que les moteurs 30 et 40, ou plus classiques, ayant seulement deux orifices principaux.

[0052] La figure 4 montre la position des trois roues motrices 1', 2' et 3' d'un engin dans un virage dont le rayon de courbure est R'. Dans l'exemple représenté, la roue arrière isolée 3' est directrice. Les trois roues 1', 2' et 3' du véhicule se déplacent sur des courbes dont les rayons de courbure sont respectivement R_1 , R_2 et R_3 .

[0053] La figure 6 montre plus précisément le dispositif de l'invention appliqué au circuit de transmission de l'engin à trois roues de la figure 4.

[0054] Ce circuit comprend une pompe 150 qui, par une conduite 151 reliée à son orifice 150A, alimente un moteur 110 qui entraîne la roue isolée, qui est la roue arrière et directrice. De manière générale, le sens de circulation préférentiel du fluide est celui dans lequel le moteur qui entraîne la roue directrice isolée est alimenté en premier.

[0055] Le moteur 110 est un moteur double, qui comprend deux cylindrées distinctes de fonctionnement qui correspondent respectivement à un premier moteur élémentaire 111 et à un deuxième moteur élémentaire 113. Il s'agit d'un moteur à trois orifices, analogue aux moteurs 30 et 40 de la figure 3. Ainsi, l'orifice 110A qui, en marche avant, est un orifice d'alimentation, est commun aux moteurs élémentaires 111 et 113, tandis que l'échappement de fluide en dehors de ces deux moteurs élémentaires se fait par des orifices 111B et 113B qui leur sont spécifiques.

[0056] Les deux roues avant non directrices du véhicule de la figure 6 sont entraînées par deux moteurs doubles, 130 et 140, analogues aux moteurs 30 et 40 de la figure 3. On reconnaît ainsi les moteurs élémentaires 131 et 132, avec leurs orifices d'alimentation en marche avant 131A et 132A et leur orifice commun d'échappement 130B, de même que l'on reconnaît les moteurs élémentaires 141 et 142, avec leurs orifices d'alimentation en marche avant 141A et 142A et leur orifice commun d'échappement 140B.

[0057] Les premiers moteurs élémentaires 131 et 141 sont raccordés à l'orifice 150A de la pompe par la conduite 152, en dérivation sur la conduite 151. Les deuxièmes moteurs élémentaires 132 et 142 sont raccordés à, respectivement, l'orifice 111B du premier moteur élémentaire 111 du moteur 110 et l'orifice 113B du deuxième moteur élémentaire 113 de ce moteur double, par deux conduites de série, respectivement 112 et 122. Une pression de gavage est maintenue dans différentes conduites à l'aide d'une pompe de gavage 160.

[0058] Le circuit de la figure 6 comporte une valve de

sélection 170, dont les différentes connexions et branches sont affectées des mêmes références que celles de la valve 70, augmentées de 100. La connexion 170C est raccordée au deuxième orifice 150B de la pompe 150 par la conduite de retour 153, à laquelle sont également raccordés les orifices 130B et 140B des moteurs 130 et 140. On a également schématisé des restrictions disposées sur la deuxième branche gauche 171B et sur la première branche droite 172A.

[0059] La conduite 112 se compose d'un premier et d'un deuxième tronçon 112A et 112B, respectivement reliés à l'orifice 111B du moteur 110 et à l'orifice 132A. Ces deux tronçons se rejoignent en un noeud N112 et sont donc en dérivation sur un tronçon de conduite 112C qui est relié à la connexion 170A de la valve 170. De même, la conduite 122 se compose d'un premier et d'un deuxième tronçon 122A et 122B, respectivement reliés aux orifices 113B et 142A et se rejoignant au noeud N122, auquel ils se trouvent en dérivation sur un tronçon de conduite 122C qui est raccordé à la connexion 170B. Les tronçons 112A, 112B, 112C, 122A, 122B et 122C sont également identifiés sur la figure 4.

[0060] Cette fois, les débits q_1 dans le tronçon 112C et q_2 dans le tronçon 122C en fonction du débit Q_1 dans la conduite 151 d'alimentation du moteur de la roue directrice et des rayons R_1 , R_2 et R_3 sont donnés par les relations suivantes :

$$q_1 = (R_3 - R_1) \cdot Q_1 / (2R_3)$$

$$q_2 = (R_3 - R_2) \cdot Q_1 / (2R_3)$$

[0061] La figure 5 montre les variations de q_1 et q_2 en fonction de l'angle α qui représente l'inclinaison en virage de la roue directrice isolée. On constate également que q_1/Q_1 est inférieur à q_2/Q_1 lorsque l'angle α est positif (virage à droite) alors que q_1/Q_1 est supérieur à q_2/Q_1 lorsque l'angle α est négatif (virage à gauche). La valve de sélection selon l'invention permet de faire en sorte que les pressions dans les conduites de série soient sensiblement les mêmes.

[0062] Ainsi, dans un virage à droite, c'est la première branche droite 172A qui est raccordée à la conduite de série 112, elle-même raccordée au moteur 130 qui entraîne la roue extérieure au virage, qui présente une section de passage plus faible que celle de la deuxième branche droite, reliée à la conduite de série 122 qui est raccordée au moteur 140 de la roue intérieure au virage.

[0063] De même, la section de passage dans la branche 171B (branche "extérieure" en virage à gauche) est inférieure à la section de passage dans la branche 171A. En marche avant, les conduites 112 et 122 servent à l'alimentation des moteurs élémentaires 132 et 142. Ainsi, lors d'un virage à droite, la pression est plus importante dans la conduite 112 que dans la conduite 122, ce qui signifie que la différence de pression entre

les bômes d'alimentation 132A et d'échappement 130B du moteur élémentaire 132 est plus grande que la différence de pression aux bômes du moteur élémentaire 142. La situation est inverse lors d'un virage à gauche. Par conséquent, l'effort de traction que peut fournir la roue avant extérieure à un virage est supérieur à celui que peut fournir la roue avant intérieure.

[0064] Dans ce cas également, on cherche à obtenir que ce soit la roue avant extérieure au virage qui fournisse l'effort de traction le plus important. Dans un engin à trois roues, c'est la roue isolée qui est directrice. Dans des engins tels que des chariots élévateurs, cette roue isolée et directrice est la roue arrière.

[0065] En revanche, dans un engin à trois roues tel qu'un tracteur agricole, on choisira en général que la roue isolée et directrice soit la roue avant. Dans ce cas, cette roue serait également alimentée par la pompe avant les roues non directrices. On choisira alors avantageusement de placer les restrictions comme sur la figure 3.

[0066] Sur la figure 3, on a schématisé un système 80 de détection de la position angulaire des roues directrices. Par une ligne de commande 82, ce système commande le déplacement progressif de la valve 70 entre l'une ou l'autre de ses configurations. De même, le système 180 de détection de la position angulaire de la roue directrice entraînée par le moteur 110 du circuit de la figure 6 est relié par une conduite de commande 182 à la valve progressive 170.

[0067] Ceci signifie que les moyens de commande de la configuration de la valve de sélection 70 ou 170 prennent en compte la position angulaire des organes de déplacement directeur. Ainsi, la valve de sélection comprend un tiroir susceptible d'occuper trois positions stables définissant respectivement les première, deuxième et troisième configurations de cette valve et les lois de variation des sections de passage dans les branches droites et gauches de cette valve au cours du déplacement du tiroir entre ces différentes positions sont déterminées en fonction de l'épure de direction de l'engin.

[0068] En d'autres termes, les augmentations et les diminutions des sections de passage prennent en compte les variations des débits dans les conduites de série, variations elles-mêmes conditionnées par les rayons de courbure des différentes courbes sur lesquelles se trouvent les organes de déplacement du véhicule.

[0069] La section de passage dans une branche, par exemple 72A, détermine la perte de charge de part et d'autre de cette branche, c'est-à-dire par exemple la différence de pression entre la conduite 53 et la conduite de série qui communique avec cette branche. De même, la section de passage dans l'autre branche, par exemple la branche 72B, détermine la perte de charge entre la conduite 53 et la conduite 22. Il en résulte que les rapports entre les sections de passage dans les deux branches de droite ou dans les deux branches de gauche déterminent la différence de pression entre les deux conduites de série.

[0070] Selon une variante avantageuse, on peut choisir que les lois de variation des sections de passage dans les différentes branches de la valve de sélection soient telles que lesdites variations en fonction de la position angulaire des organes de déplacement directeur soient proportionnelles aux variations, également en fonction de la position angulaire des organes de déplacement directeur, des débits de fluide q_1 et q_2 qui sont nécessaires dans les branches droites et gauches de la valve pour provoquer un déplacement des organes de déplacement sensiblement sans patinage de ces derniers par rapport au sol. En effet, ce rapport de proportionnalité permet de faire en sorte que les pertes de charge soient sensiblement égales dans chacune des deux branches de droite ou dans chacune des deux branches de gauche, de sorte que les pressions de fluide dans les deux conduites de série, 12 et 22 ou 112 et 122, soient sensiblement égales.

[0071] Les figures 7A, 7B et 7C désignent par la référence 270 une valve de sélection conforme à l'invention, pouvant être les valves 70 ou 170 des figures 3 ou 6. Cette valve comprend un tiroir 280 susceptible d'occuper trois positions, respectivement représentées sur les figures 7A, 7B et 7C. Ce tiroir est mobile dans un alésage 282 ménagé dans le corps 284 de la valve. Ce corps présente trois orifices 270A, 270B et 270C, qui correspondent respectivement aux connexions 70A, 70B et 70C ou aux connexions 170A, 170B et 170C des valves 70 ou 170. Ces orifices sont raccordés à des gorges annulaires, respectivement 282A, 282B et 282C, qui sont ménagées dans l'alésage 282, par des perçages transversaux. De même, trois gorges annulaires, respectivement 280A, 280B et 280C, sont ménagées sur la surface cylindrique externe du tiroir. La gorge 280C est située entre les gorges 280A et 280B, de même que la gorge 282C est située entre les gorges 282A et 282B.

[0072] La figure 7A montre la configuration de ligne droite de la valve 270 et l'on voit que les gorges 282A, 282B et 282C sont isolées les unes des autres par les portions intermédiaires 281A et 281B du tiroir, situées entre les gorges 280A et 280C d'une part et entre les gorges 280C et 280B d'autre part.

[0073] Le tiroir est maintenu dans cette position intermédiaire par l'effort antagoniste de deux ressorts, respectivement 290 et 292, situés à chacune de ses extrémités.

[0074] Sur la figure 7B, le tiroir est déplacé vers la gauche, et les gorges 282A et 282B communiquent avec la gorge 282C. Les portions intermédiaires 281A et 281B du tiroir sont munies d'encoches ou de fentes.

[0075] Ainsi, dans la configuration de la figure 7B, les encoches 283A de la portion intermédiaire 281A définissent la section de passage des fluides entre les connexions 270C et 270A, tandis que les encoches 283B de la portion intermédiaire 281B définissent la section de passage entre les connexions 270C et 270B. Dans l'exemple représenté, on voit que les encoches 283B

sont plus profondes que les encoches 283A, de sorte que, la différence de pression entre la connexion 270C et la connexion 270B est moins importante que la différence de pression entre la connexion 270C et 270A. Par exemple, cette position dans laquelle le tiroir est déplacé vers la gauche correspond à la configuration de virage à gauche de la valve 70 de la figure 3.

[0076] Sur la figure 7C, le tiroir est déplacé vers la droite et les connexions 270C et 270A communiquent par les encoches 284A de la portion intermédiaire 281A du tiroir, tandis que la connexion 270C communique avec la connexion 270B par les encoches 284B de la portion intermédiaire 281B de ce tiroir. Les encoches 284A étant plus profondes que les encoches 284B, la différence de pression est cette fois plus élevée entre les connexions 270C et 270B qu'entre les connexions 270C et 270A. Cette position dans laquelle le tiroir est déplacé vers la droite correspond à la configuration de virage à droite de la valve 70 de la figure 3.

[0077] Par convention, on a choisi que le tiroir de la valve soit déplacé vers la gauche en virage à gauche et vers la droite en virage à droite. Bien entendu, le sens du déplacement dépend des moyens de commande utilisés et les restrictions dans les différentes branches de cette valve sont disposées en conséquence.

[0078] La valve 270 est commandée à l'aide de deux électroaimants, respectivement disposés à chacune de ses extrémités, dont on voit les commandes électriques, respectivement 294 et 296. Ces commandes électriques sont raccordées à des lignes d'alimentation électrique de manière connue en soi. Ces lignes sont alimentées en fonction de la position angulaire des organes de déplacement directeurs de l'engin sur le circuit de la transmission duquel est montée cette valve. En outre, ces lignes électriques peuvent comprendre des interrupteurs de marche/arrêt, qui permettent de commander la mise en service et hors service des électroaimants (non représentés).

[0079] De préférence, des variateurs de puissance sont disposés sur les lignes électriques, pour faire varier l'alimentation des électroaimants de manière progressive. Ceci permet, lorsque les électroaimants sont mis en service, de déplacer plus ou moins le tiroir de la valve vers l'une ou l'autre de ses positions en fonction de la valeur de l'inclinaison des organes directeurs.

[0080] Une telle valve, commandée par des électroaimants, est particulièrement adaptée pour le circuit de transmission d'un véhicule du type chariot élévateur à trois roues.

[0081] La figure 8 montre une valve de sélection 370 selon une autre variante. Sur cette figure, les éléments analogues à ceux des figures 7A à 7C sont affectés des mêmes références, augmentées de 100. Globalement, la configuration de l'alésage 382 et celle du tiroir 380 sont les mêmes que celles de l'alésage 282 et du tiroir 280 des figures 7A à 7C. Cette fois, une chambre de commande 400 est ménagée à une extrémité du tiroir, cette chambre étant raccordée à une source de fluide

par un conduit 402, par exemple un conduit secondaire raccordé à la pompe de gavage pour l'alimentation de la chambre et à un réservoir de fluide pour sa vidange. A l'autre extrémité du tiroir est disposé un ressort 390 dont l'effet est antagoniste de celui de la pression du fluide contenu dans la chambre 400.

[0082] Cette valve 370, à la différence de la valve 270, est commandée mécaniquement. Ainsi, à l'une de ses extrémités (en l'espèce, celle où se trouve la chambre 400) est disposée une tige de commande 404, susceptible d'être déplacée en translation par un système de came 405. La figure 8 montre la situation dans laquelle la tige de commande 404 est déplacée au maximum vers la droite, de sorte que le ressort 390 repousse le tiroir 380 dans sa position extrême vers la droite. La came 406 coopère avec une piste de roulement 408. La rotation de la came est commandée par des moyens de commande 409, avantageusement sollicités en fonction de la position angulaire des roues directrices du véhicule.

[0083] La came 406 est représentée schématiquement. On comprendra toutefois que son profil comprend trois parties distinctes, respectivement susceptibles de commander la valve de sélection dans sa configuration de ligne droite, dans sa configuration de virage à gauche et dans sa configuration de virage à droite. En effet, selon la partie du profil qui coopère avec la piste 408, la tige 404 est déplacée plus ou moins vers la gauche.

[0084] La figure 9 montre un circuit analogue à celui de la figure 3, mais dans lequel une valve 470 remplace la valve 70. En plus des branches 471A, 471B, 472A et 472B analogues à celles de la valve 70, la valve 470 comporte des branches 473A et 473B qui permettent de relier les connexions 470A, 470B et 470C sans restriction, dans une quatrième configuration de la valve dénommée "configuration d'alimentation parallèle".

[0085] Par exemple, la valve 470 à quatre positions peut être analogue à la valve 370 de la figure 8 dont le tiroir 380 peut être commandé en position d'alimentation parallèle par alimentation en fluide de la chambre 400 à l'encontre de moyens de rappel tels que le ressort 390.

[0086] En effet, quand on alimente la chambre 400 par le conduit 402 relié au gavage, le tiroir 380 est déplacé de manière à comprimer le ressort 390 jusqu'à venir en butée au-delà de la position extrême donnée par la came 406. Les connexions 370A, 370B et 370C communiquent alors librement entre elles par les zones 373A et 373B du tiroir 380 de moindre diamètre, ces zones étant un exemple de réalisation des branches 473A et 473B de la valve 470.

[0087] La chambre 400 et le ressort 390 forment des moyens de commande d'alimentation parallèle qui sont activés par l'alimentation de la chambre 400. Lorsque cette chambre est vidangée, ils sont désactivés et le tiroir 380 peut à nouveau être commandé entre ses trois autres positions.

[0088] Dans la configuration d'alimentation parallèle,

les moteurs 10 et 20 sont raccordés à la pompe 50 selon un raccordement parallèle intégral avec les premiers moteurs élémentaires 31 et 41, les orifices 10B et 20B étant reliés sans restriction à l'orifice 50B en parallèle avec les orifices 30B et 40B. Les branches 473A et 473B n'ayant aucune restriction, les deuxièmes moteurs élémentaires 32 et 42 sont court-circuités et les roues sont désynchronisées.

[0089] On peut également prévoir des valves additionnelles pour court-circuiter les premiers demi-moteurs 31 et 41 en limitant ainsi la cylindrée alimentée par la pompe, de manière à augmenter la vitesse de l'engin.

[0090] Les figures 10 et 11 montrent l'évolution des sections de passage dans les branches droite et gauche de la valve en fonction de l'angle α évoqué précédemment en référence aux figures 1 et 2 ou aux figures 4 et 5.

[0091] L'angle α est positif dans un virage à droite. Ainsi, lorsque cet angle est positif, σ_1 et σ_2 représentent respectivement l'évolution de la section de passage de la première branche droite 72A ou 172A de la valve et celle de la deuxième branche droite 72B ou 172B de la valve lors du passage progressif de cette valve de sa configuration de ligne droite à sa configuration de virage à droite. Lorsque l'angle α est négatif, l'engin est en virage à gauche, σ_1 et σ_2 représentent alors respectivement l'évolution de la section de passage dans la première branche gauche 71A ou 171A et dans la deuxième branche gauche 71B ou 171B lors du passage progressif de la valve de sa position de ligne droite à sa position de virage à gauche.

[0092] Pour que l'engin ait le même comportement dans un virage à gauche et dans un virage à droite, on a choisi des fonctions paires pour σ_1 et σ_2 . De plus, pour simplifier, ces fonctions sont linéaires dans l'exemple représenté.

[0093] Dans les réalisations des figures 10 et 11, pour tenir compte des rapports de débits évoqués précédemment en relation avec les figures 2 et 5, on a fait en sorte que σ_1 reste inférieur à σ_2 tant que l'angle α est positif alors que σ_1 est supérieur à σ_2 quand l'angle α est négatif.

[0094] Sur la figure 10, cette situation est obtenue grâce au fait que les fonctions linéaires sont telles que la pente de σ_1 est inférieure à celle de σ_2 quand α est positif et inversement quand α est négatif. Sur la figure 11, cette situation est obtenue en choisissant convenablement les valeurs de seuil de l'angle α à partir desquelles σ_1 et σ_2 prennent des valeurs non nulles.

[0095] Comme indiqué précédemment, cette situation peut permettre d'assurer que les pressions dans les deux conduites de série soient sensiblement les mêmes. On peut toutefois choisir précisément les évolutions de σ_1 et σ_2 de manière à assurer des écarts de pression déterminés entre les deux conduites de série pour obtenir qu'une roue donnée du véhicule fournisse l'effort de traction le plus important par exemple, comme indiqué précédemment, la roue avant de l'engin exté-

rieure au virage. Globalement, la valve de sélection de l'invention est définie de manière à assurer en virage des écarts de pressions donnés, écarts nuls si l'on souhaite obtenir des pressions égales dans les conduites de série ou non nuls d'amplitude déterminée si l'on souhaite obtenir, entre telle ou telle des roues du véhicule, un report des efforts de traction dans des proportions données.

Revendications

1. Dispositif de transmission hydrostatique d'un engin mobile ayant un groupe d'organes de déplacement avant (1, 2 ; 1', 2') et un groupe d'organes de déplacement arrière (3, 4 ; 3'), le ou les organes de déplacement (1, 2 ; 3') d'un desdits groupes étant directeurs, le dispositif comprenant un circuit de transmission qui comporte une pompe (50 ; 150) et des moteurs hydrauliques d'un groupe de moteurs avant (10, 20 ; 130, 140) et d'un groupe de moteurs arrière (30, 40 ; 110), pour les organes de déplacement des groupes avant et arrière, un premier des groupes de moteurs avant et arrière comprenant au moins deux moteurs (30, 40 ; 130, 140) auxquels sont respectivement attelés deux organes de déplacement (3, 4 ; 1', 2') situés de chaque côté de l'engin, tandis que le deuxième groupe de moteurs comprend au moins un moteur (10, 20 ; 110) auquel est attelé au moins un organe de déplacement (1, 2 ; 3'), les deux moteurs (30, 40 ; 130, 140) du premier groupe de moteurs étant des moteurs doubles, à deux cylindrées distinctes de fonctionnement qui correspondent respectivement à un premier (31, 41 ; 131, 141) et à un deuxième (32, 42 ; 132, 142) moteur élémentaire, le premier moteur élémentaire (31, 41 ; 131, 141) de chacun de ces moteurs doubles (30, 40 ; 130, 140) étant relié à la pompe (50 ; 150) en parallèle (51, 52 ; 151, 152) avec un moteur (10, 20 ; 110) du deuxième groupe de moteurs, tandis que le deuxième moteur élémentaire (32, 42 ; 132, 142) est relié en série avec ledit moteur (10, 20 ; 120) du deuxième groupe, une première et une deuxième conduite (12, 22 ; 112, 122) de série existant ainsi entre les deuxièmes moteurs élémentaires de chacun des deux moteurs doubles et le deuxième groupe de moteurs,

caractérisé en ce qu'il comprend une valve de sélection (70 ; 170 ; 270 ; 370) reliée à la première conduite de série (12 ; 112) par une première connexion (70A ; 170A ; 270A ; 370A), à la deuxième conduite de série (22 ; 122) par une deuxième connexion (70B ; 170B ; 270B ; 370B) et à un orifice (50B ; 150B) de la pompe (50 ; 150) par une troisième connexion (70C ; 170C ; 270C ; 370C), en ce que ladite valve est susceptible d'occuper une configuration dite de ligne droite dans laquelle les trois connexions précitées sont isolées les unes des

autres, une configuration dite de virage à gauche, dans laquelle les première et troisième connexions sont reliées par une communication dite première branche gauche (71A ; 171A) tandis que les deuxième et troisième connexions sont reliées par une communication dite deuxième branche gauche (71B ; 171B), et une configuration dite de virage à droite, dans laquelle les première et troisième connexions sont reliées par une communication dite première branche droite (72A ; 172A) tandis que les deuxième et troisième connexions sont reliées par une communication dite deuxième branche droite (72B ; 172B) et en ce que les sections de passage de certaines, au moins, desdites branches droites et gauches sont différentes.

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que la deuxième branche droite (72B ; 172B) et la première branche gauche (71A ; 171A) ont sensiblement la même section de passage maximale qui est supérieure aux sections de passage maximales de la première branche droite (72A ; 172A) et de la deuxième branche gauche (71B ; 171B).
3. Dispositif selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens de commande (82 ; 182) de la configuration de la valve de sélection (70 ; 170) qui prennent en compte (80 ; 180) la position angulaire des organes de déplacement directeurs.
4. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que la valve de sélection (70 ; 170 ; 270 ; 370) est une valve progressive.
5. Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce que la valve de sélection (70 ; 170 ; 270 ; 370) comprend un tiroir (280 ; 380) susceptible d'occuper trois positions stables définissant respectivement les première, deuxième et troisième configurations de ladite valve et en ce que les lois de variation des sections de passage dans les branches droites et gauches de la valve de sélection au cours du déplacement de ce tiroir entre ses différentes positions sont déterminées en fonction de l'épure de direction de l'engin.
6. Dispositif selon les revendications 3, 4 et 5, caractérisé en ce que lesdites variations des sections de passage en fonction de la position angulaire (80 ; 180) des organes de déplacement directeurs sont proportionnelles aux variations, en fonction de la position angulaire des organes de déplacement directeurs, des débits de fluides (q_1 , q_2) qui sont nécessaires dans les branches droites et gauches (71A, 71B, 72A, 72B ; 171A, 171B, 172A, 172B) de la valve de sélection (70 ; 170 ; 270 ; 370) pour provoquer un déplacement des organes de déplacement

ment sensiblement sans patinage de ces derniers par rapport au sol.

7. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que chacun des deux groupes d'organes de déplacement (1, 2, 3, 4) comprend deux organes de déplacement situés de chaque côté de l'engin, le deuxième groupe de moteurs comprenant un premier et un deuxième moteur (10, 20) auxquels sont respectivement attelés deux organes de déplacement (1, 2) qui sont les organes de déplacement directeurs et en ce que la première conduite de série (12) relie le deuxième moteur élémentaire (32) de l'un (30) des moteurs du premier groupe de moteurs au premier moteur (10) du deuxième groupe, tandis que la deuxième conduite de série (22) relie le deuxième moteur élémentaire (42) de l'autre moteur (40) du premier groupe de moteurs au deuxième moteur (20) du deuxième groupe.
8. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, dans lequel, en marche avant de l'engin, les conduites de série (12, 22) sont des conduites d'alimentation en fluide des deuxième moteurs élémentaires (32, 42) des moteurs doubles (30, 40) du premier groupe de moteurs, lesdits moteurs doubles entraînant des organes de déplacement arrière, caractérisé en ce que les sections de passage dans les branches droites (72A, 72B) et gauches (71A, 71B) de la valve de sélection (70 ; 270 ; 370) sont déterminées de telle sorte que, dans un virage à droite ou à gauche, la section de passage dans la branche droite ou gauche (72A, 71B) à laquelle est reliée la conduite de série (12, 22) raccordée au deuxième moteur élémentaire (32, 42) de celui des moteurs (30, 40) du premier groupe qui entraîne l'organe de déplacement extérieur au virage est supérieure à la section de passage dans l'autre branche droite ou gauche (72B, 71A).
9. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le deuxième groupe de moteurs comporte un moteur double (110) à deux cylindrées distinctes de fonctionnement qui correspondent respectivement à un premier et à un deuxième moteur élémentaire (111, 113), un unique organe de déplacement (3'), qui est directeur, étant attelé à ce moteur double et en ce que la première conduite de série (112) relie le deuxième moteur élémentaire (132) de l'un (130) des moteurs du premier groupe de moteurs au premier moteur élémentaire (111) du moteur double (110) du deuxième groupe, tandis que la deuxième conduite de série (122) relie le deuxième moteur élémentaire (142) de l'autre moteur (140) du premier groupe de moteurs au deuxième moteur élémentaire (113) dudit moteur double (110) du deuxième groupe.

10. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 7 ou la revendication 9, dans lequel, en marche avant de l'engin, les conduites de série (112, 122) sont des conduites d'alimentation en fluide des deuxièmes moteurs élémentaires (132, 142) des moteurs doubles (130, 140) du premier groupe de moteurs, lesdits moteurs doubles entraînant les organes de déplacement avant (1', 2'), caractérisé en ce que les sections de passage dans les branches droites (172A, 172B) et gauches (171A, 171B) de la valve de sélection (170 ; 270 ; 370) sont déterminées de telle sorte que, dans un virage à droite ou à gauche, la section de passage dans la branche droite (172A, 171B) ou gauche à laquelle est reliée la conduite de série (112, 122) raccordée au deuxième moteur élémentaire de celui des moteurs (130, 140) du premier groupe qui entraîne l'organe de déplacement extérieur au virage est inférieure à la section de passage dans l'autre branche droite ou gauche (172B, 171A).
11. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que les moyens de commande de la valve de sélection (270) comprennent deux électroaimants (294, 296) susceptibles d'être alimentés en fonction de la direction (80, 180) des organes de déplacement directeurs pour commander respectivement le passage de ladite valve (270) de sa configuration de ligne droite à sa configuration de virage à gauche et à sa configuration de virage à droite et en ce qu'il comporte des moyens pour commander la mise en service et hors service de ces électroaimants.
12. Dispositif selon la revendication 11, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens pour faire varier l'alimentation des électroaimants de manière progressive.
13. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que les moyens de commande de la valve de sélection (370) comprennent un système de came (405, 406) dont le profil comprend trois parties distinctes, respectivement susceptibles de commander la valve de sélection dans sa configuration de ligne droite, dans sa configuration de virage à gauche et dans sa configuration de virage à droite.
14. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 13, caractérisé en ce que la valve de sélection (370 ; 470) est susceptible d'adopter, en outre, une configuration d'alimentation parallèle dans laquelle les première, deuxième et troisième connexions (370A, 370B, 370C ; 470A, 470B, 470C) sont reliées entre elles sans restriction (373A, 373B ; 473A, 473B) et en ce qu'il comporte des moyens de commande d'alimentation parallèle susceptibles d'être activés pour commander le passage de la valve de sélection (370 ; 470) dans sa configuration d'alimentation parallèle et d'être désactivés pour autoriser le passage de la valve de sélection dans une autre de ses configurations.
15. Dispositif selon la revendication 14, caractérisé en ce que la valve de sélection (370, 470) comprend un tiroir de sélection (380) et en ce que les moyens de commande d'alimentation parallèle comprennent une chambre de pilotage hydraulique (400) susceptible d'être alimentée en fluide sous pression pour déplacer le tiroir de sélection (380) vers une position définissant la configuration d'alimentation parallèle, à l'encontre de moyens de rappel (390) de ce tiroir de sélection.

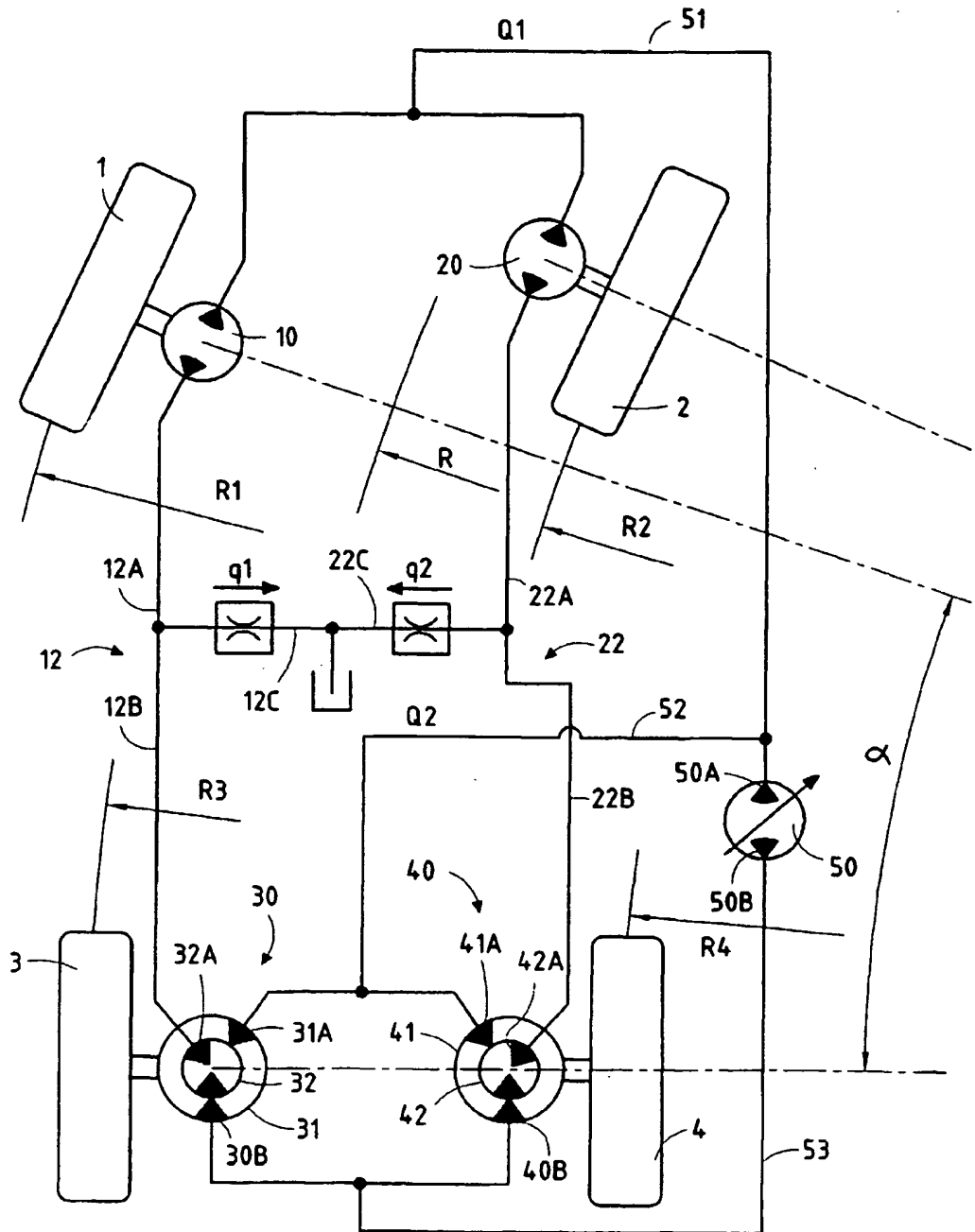


FIG.1

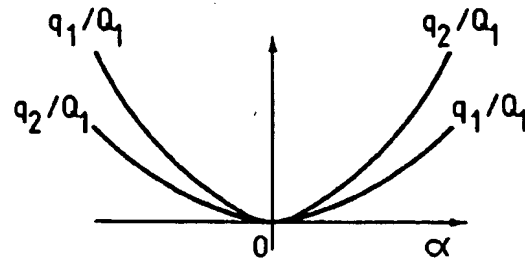


FIG. 2

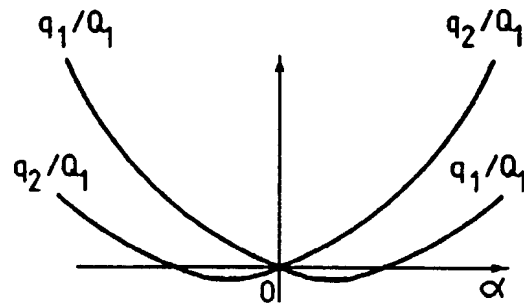


FIG. 5

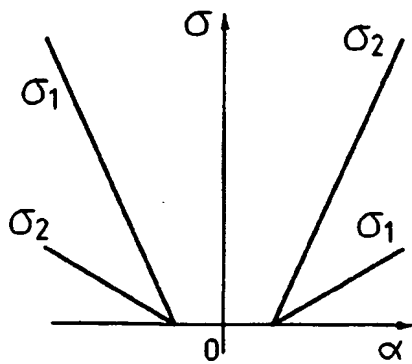


FIG. 10

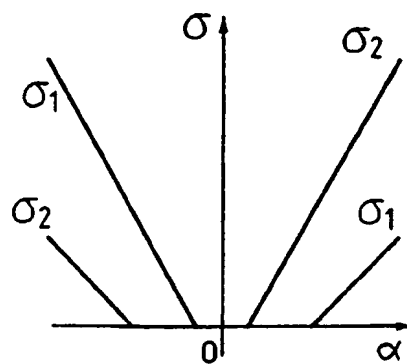


FIG. 11

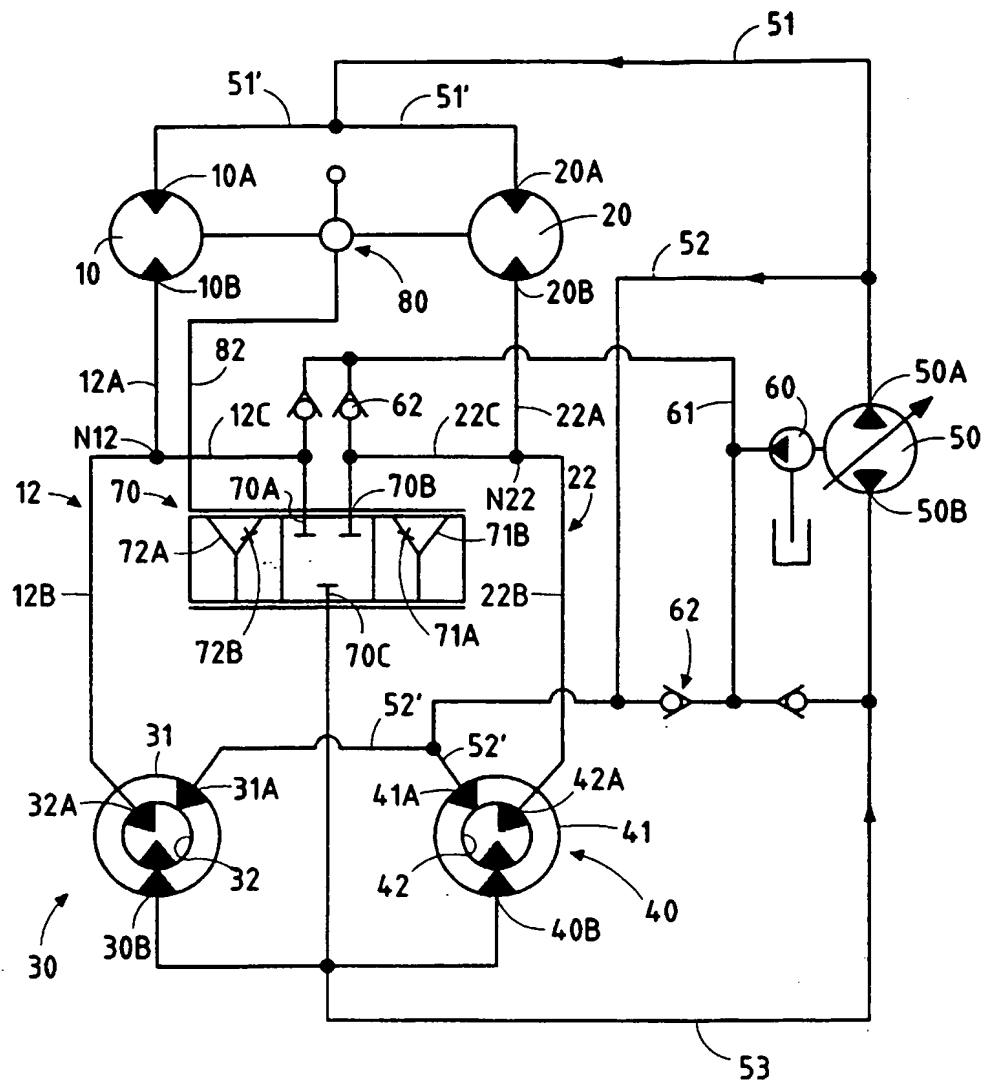
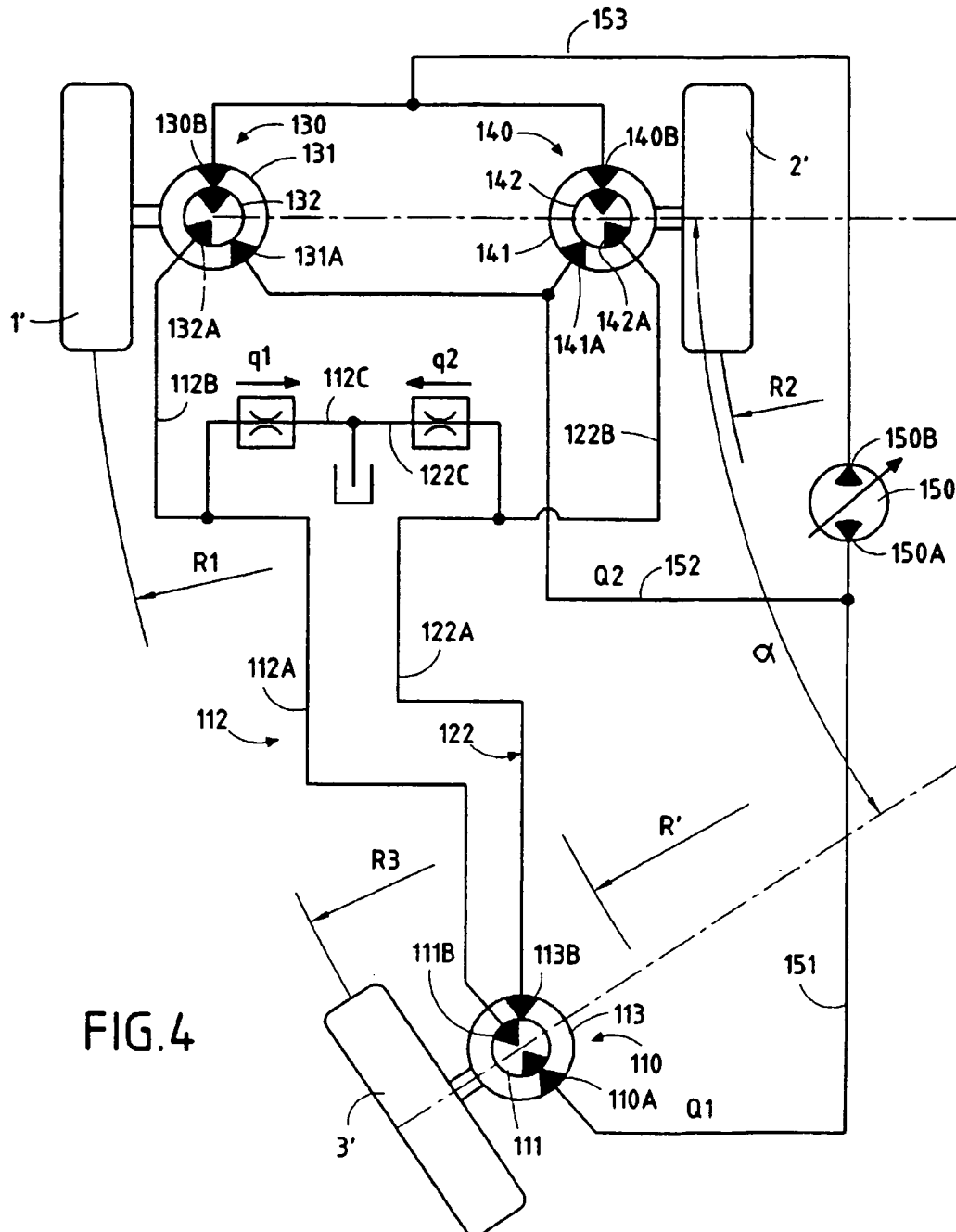


FIG.3



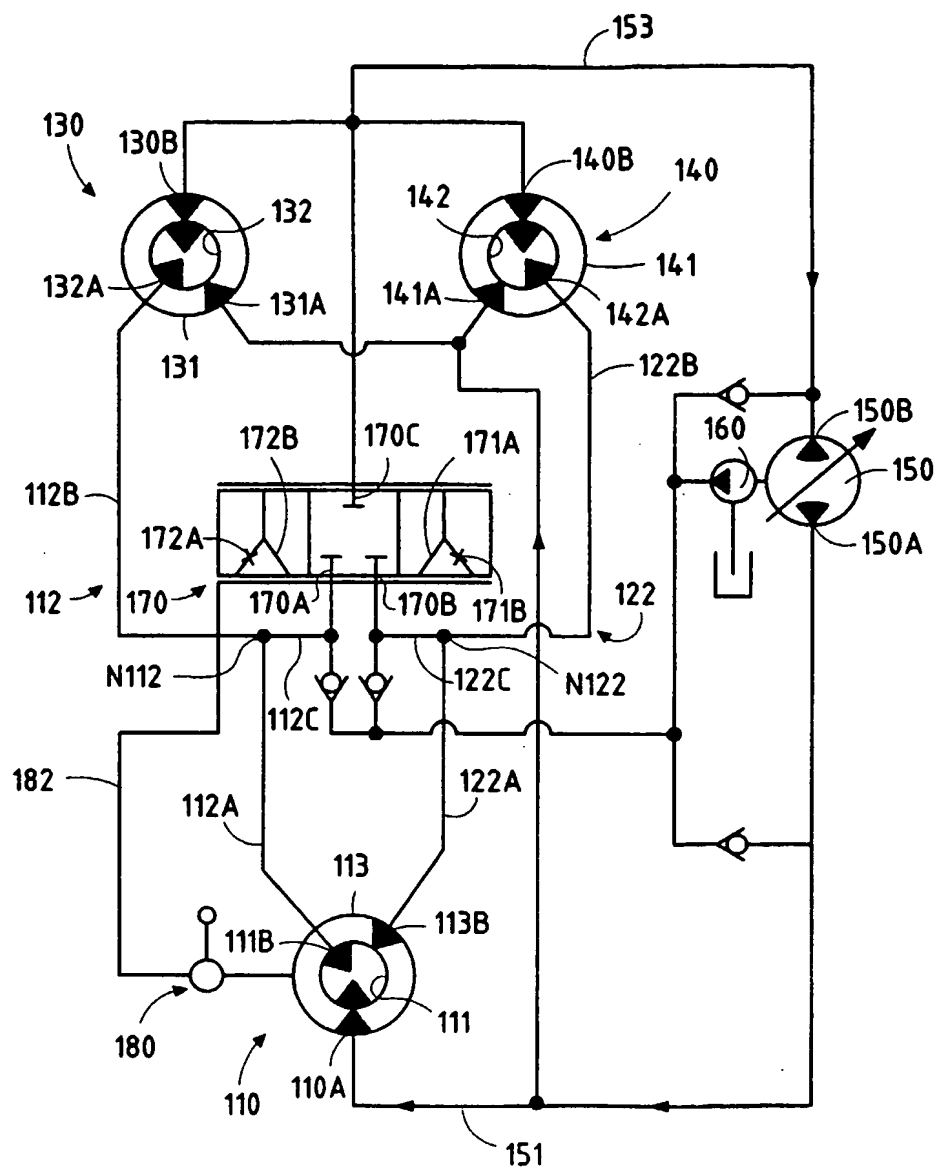


FIG.6

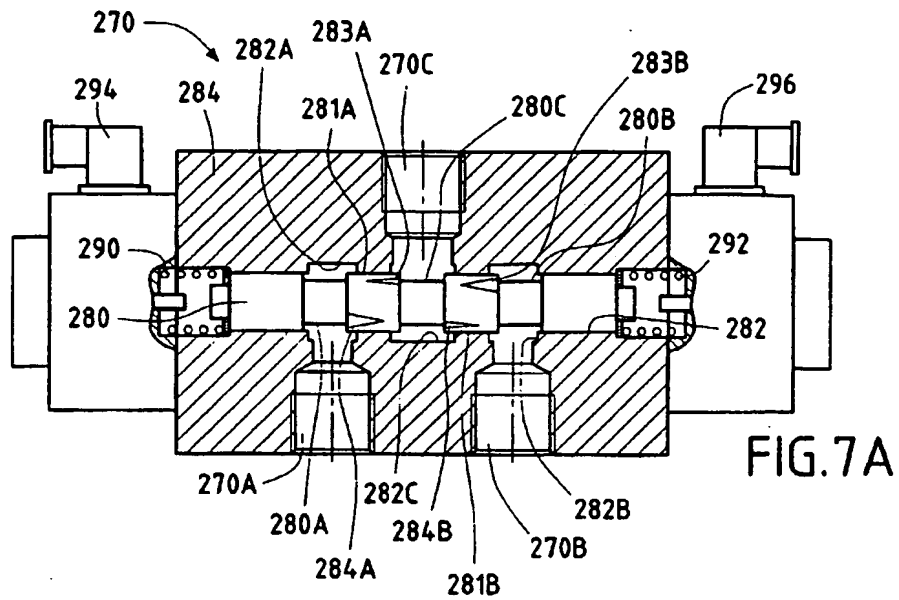


FIG. 7A

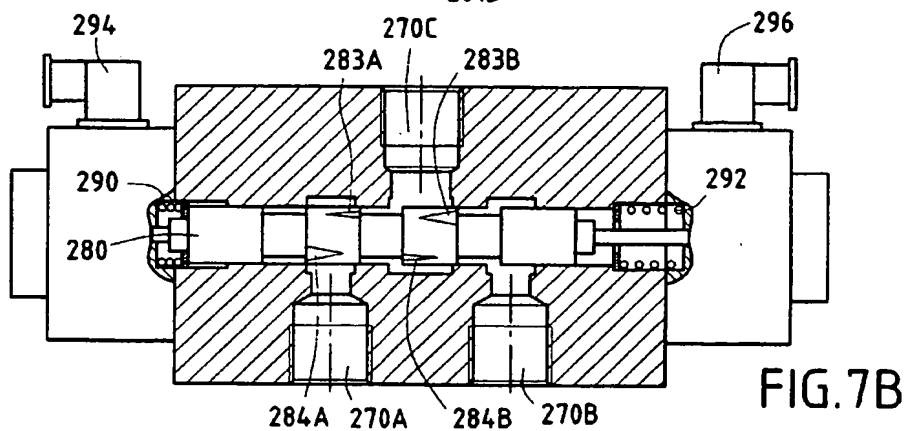


FIG. 7B

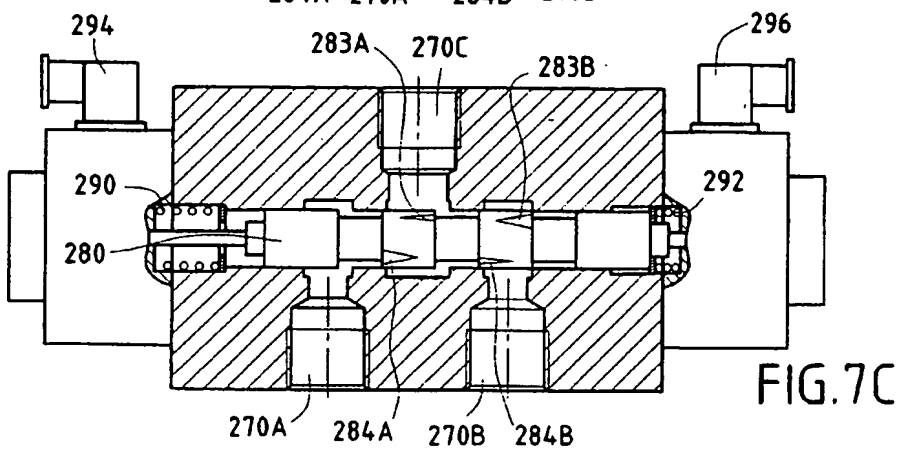
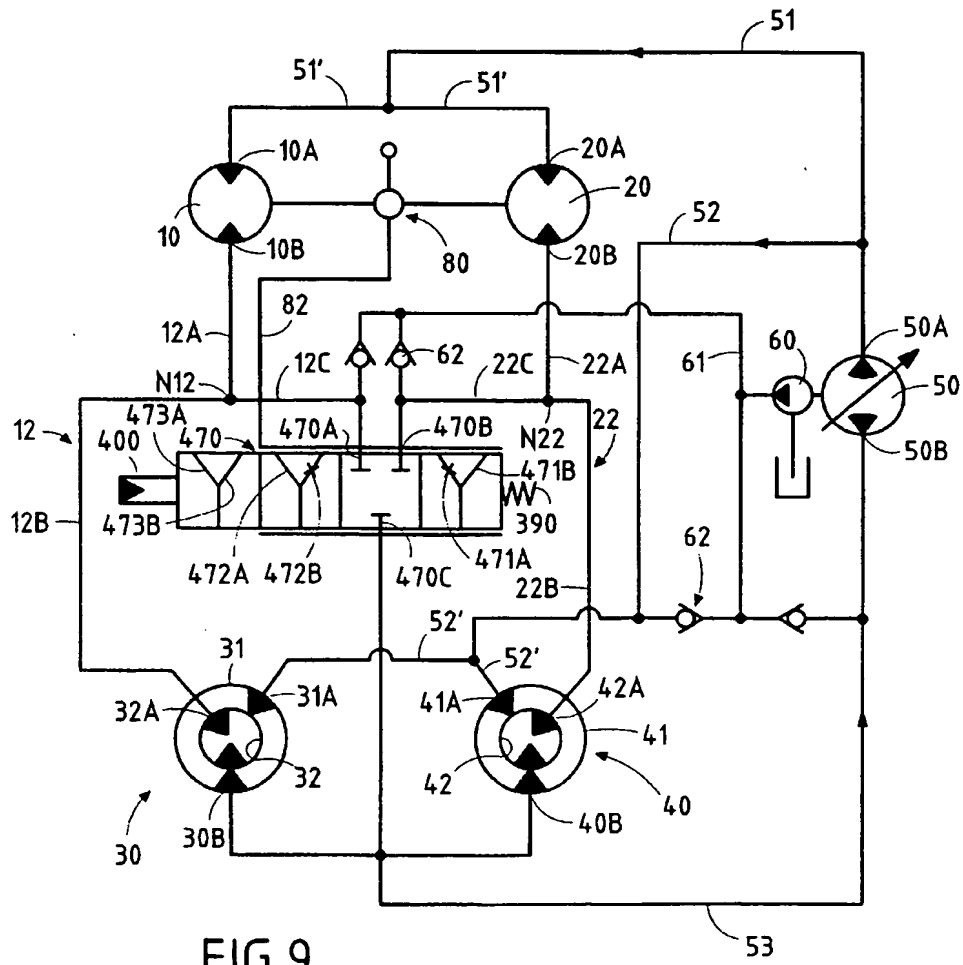
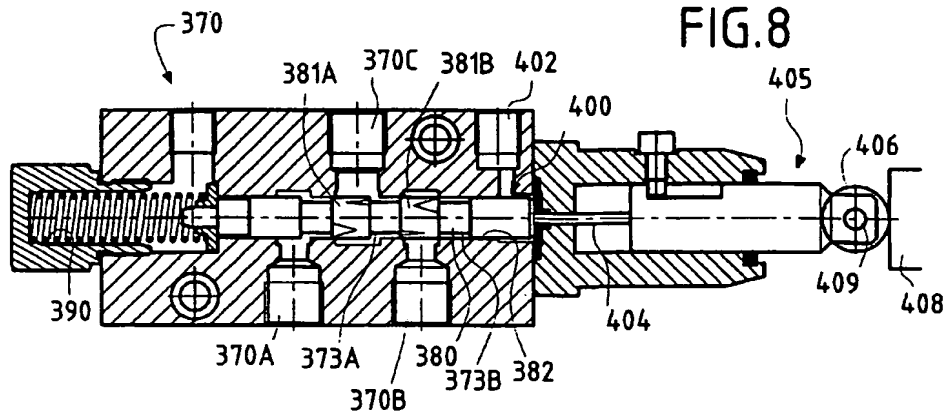


FIG. 7C



EP 1 010 566 A1



Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numéro de la demande
EP 99 40 3145

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int.Cl.7)
D,A	FR 2 719 001 A (ECB SARL) 27 octobre 1995 (1995-10-27) * le document en entier *	1	B60K17/356 B60K17/10 B60K23/08
D,A	EP 0 547 947 A (POCLAIN HYDRAULICS SA) 23 juin 1993 (1993-06-23) * le document en entier *	1	
D,A	EP 0 816 153 A (MOFFETT RES & DEV LTD) 7 janvier 1998 (1998-01-07) * le document en entier *	1	
			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int.Cl.7)
			B60K F16H B62D
Le présent rapport a été établi pour toutes les revendications			
Lieu de la recherche LA HAYE		Date d'achèvement de la recherche 13 mars 2000	Examineur Topp, S
<p>CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES</p> <p>X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire</p> <p>T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant</p>			

EPO FORM 1503 03 92 (P4/C02)

EP 1 010 566 A1

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET EUROPEEN NO.**

EP 99 40 3145

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche européenne visé ci-dessus.
Lesdits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du
Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

13-03-2000

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
FR 2719001	A	27-10-1995	AUCUN	
EP 0547947	A	23-06-1993	FR 2685263 A	25-06-1993
			DE 69202233 D	01-06-1995
			DE 69202233 T	07-09-1995
EP 0816153	A	07-01-1998	IE 970467 A	31-12-1997
			IE 970468 A	19-11-1997

EPO FORM P0460

Pour tout renseignement concernant cette annexe : voir Journal Officiel de l'Office européen des brevets, No.12/82